УДК 621.9.06-82

А.М. АЛЬ-КУДАХ., В.С.СИДОРЕНКО, В.И. ГРИЩЕНКО

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА ПОЗИЦИОНИРОВАНИЯ ПОВОРОТНО-ДЕЛИТЕЛЬНЫХ МЕХАНИЗМОВ АВТОМАТИЧЕСКОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ УСТРОЙСТВАМИ С ГИДРАВЛИЧЕСКИМИ ЛИНИЯМИ СВЯЗИ

Предлагается и исследуется обобщенная математическая модель динамической системы автоматизированного гидромеханического устройства позиционирования (ГМУП) станочных систем с управлением сливом. Вычислительным экспериментом получены осциллограммы процесса позиционирования, установлены зависимости выбега планшайбы от скорости позиционирования, момента инерции заготовки, противодавления на сливе. Построенное ГМУП для координатно-сверлильного станка подтверждает практическую значимость результатов моделирования при разработке аналогичных механизмов.
***Ключевые слова**: поворотно-делительные механизмы, гидромеханические устройства позиционирования, позиционирование, гидравлические линии связи, точность, быстродействие, исполнительные механизмы*

Введение. Современное автоматизированное технологическое оборудование (ТО) характеризуется многообразием исполнительных механизмов (ИМ), обеспечивающих формообразующие траектории движения инструмента или обрабатываемой детали, их базирование, фиксацию, наладку процесса металлообработки. Поэтому повышение эффективности металлообработки неразрывно связано с совершенствованием действующих и созданием новых исполнительных механизмов максимального быстродействия и точности, обеспечивающих требуемые производительность и качество обработки.

Постановка задачи. Обладая известными преимуществами, широкое применение получают гидромеханические позиционирующие устройства, наиболее полно отвечающие таким требованиям [1,2]. Главное из них – возможность организации рациональных траекторий движения, обеспечивающих достижение максимального быстродействия при заданной точности позиционирования ИМ наиболее простыми средствами. Задачи оптимального управления такими механизмами [2,3], показывают, что наиболее эффективно они решаются гидромеханическими позиционерами с управляемой сливной линией и гидромеханическим тормозом [3]. Формирование требуемых управляющих воздействий, организация оптимальных позиционных циклов реализуются применением многофункциональных управляющих устройств с гидравлическими линиями связи, позволяющие существенно повысить быстродействие и стабильность контура управления гидравлических позиционных приводов ИМ. На их выходах формируются управляющие сигналы, достаточные для прямого управления приводом. Кроме того, появляются реальные возможности управления процессом позиционирования изменением структуры ГМУП внутри цикла (на ходу), активизируя традиционное параметрическое управление траекториями движения ИМ. Это и являлось основой схемотехнического поиска решения задачи.

Целью настоящего исследования является формирование обобщенной математической модели динамической системы поворотно-делительного механизма станка с позиционным гидроприводом и оригинальным управляющим устройством, установление влияния основных характеристик и параметров динамической системы привода на быстродействие и точность позиционирования, что позволяет использовать полученные результаты на этапе проектирования при меньших затратах времени и средств.

Обобщенная структурная схема поворотно-делительного механизма (ПДМ) на рис.1 поясняет состав и взаимные связи механической, гидравлической и управляющей подсистем. Механическая подсистема передает крутящий момент от выходного звена гидромотора через передаточно-преобразующий механизм (ППМ), например, поворотно-делительному механизму. В дальнейшем формализуется двухмассовой упругой динамической системой.

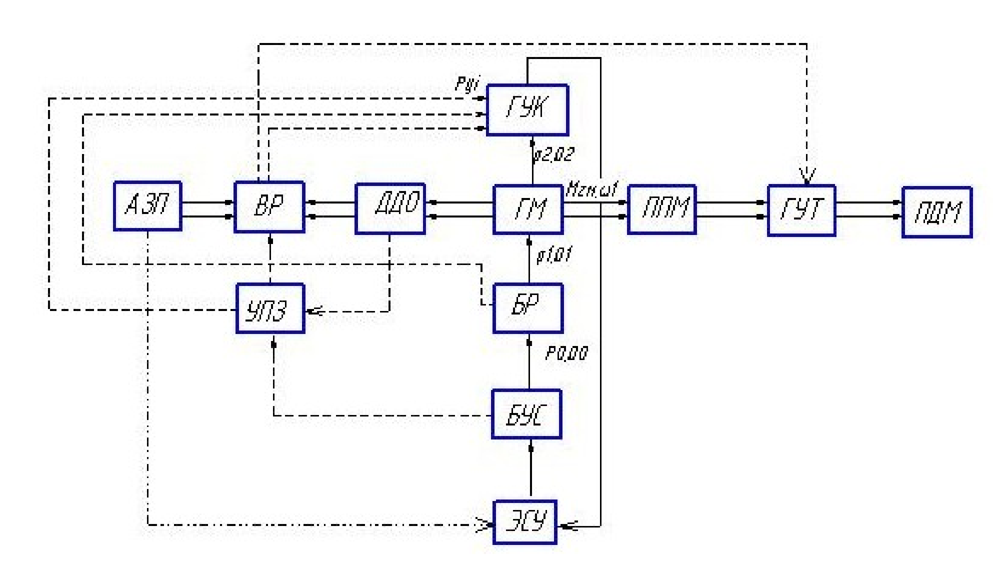


Рис.1. Обобщенная структурная схема поворотно-делительного механизма с ГМУП: ЭСУ - энергосиловая установка; ГМ - гидромотор; ПДМ – поворотно-делительный механизм; ГУК - гидроуправляемый клапан; УПЗ - устройство предварительного замедления; ППМ - передаточно-преобразующий механизм; ГУТ - гидроуправляемый тормоз; АЗП - автономный задатчик перемещений; ВР - вращающийся распределитель; БУС - блок управления скоростью; БР - блок распределителей; ДДО - дискретный датчик оборотов гидромотора

Гидравлическая подсистема включает энергосиловую установку, гидромотор, блок распределителей и формирует параметры потока жидкости p1,p2,Q1,Q2, преобразует его энергию в движение выходного звена гидромотора с заданными скоростью $\omega 1$ и крутящим моментом $M_{ГМ}$.

Управляющая подсистема обеспечивает алгоритм управления позиционными циклами в автоматическом режиме. Состав и последовательность управляющих воздействий обеспечивают автономный задатчик перемещений, вращающийся распределитель, кинематически связанный с ва-

лом гидромотора, гидроуправляемый клапан и гидроуправляемый тормоз. Многофункциональное устройство разработано на основе гидроуправляемого клапана с гидравлическими управляющими связями.

Указанные устройства объединяются гидравлическими управляющими линиями связи в единый контур гидравлического управления ГМУП. Его отличие от известных ранее решений [1] в том, что все участки траекторий при разгоне, замедлении, позиционировании обеспечивает одно устройство на базе гидроуправляемого клапана и короткой неразветвленной ГЛС, ВР и ГУК. Это позволяет существенно повысить быстродействие и стабильность срабатывания ГУК.

При составлении принципиальной гидрокинематической схемы ГМУП использовали структурную схему (см.рис.1) и типовой рабочий цикл движения планшайбы ПДМ (рис.2): исходное положение с фиксацией планшайбы (A) - разгон планшайбы до заданной угловой скорости $\omega 2$ (B) с максимальным крутящим моментом гидромотора $M_{ГМ}$ (AB) – замедление движения до $\omega 3$ (BC) за один оборот ГМ до заданной координаты – останов вала ГМ и планшайбы в точке позиционирования (D) перекрытием сливной линией гидромотора ГУК – фиксация вала гидромотора гидроуправляемым тормозом для сохранения положения планшайбы при воздействии на неё технологических и позиционных нагрузок. Организация траектории движения с максимальным быстродействием при заданной точности возможна построением ГМУП с автоматически изменяемой структурой при выполнении гидравлических элементов позиционного цикла. Эту задачу в предлагаемом решении выполняет многофункциональное управляющее устройство на базе гидроуправляемого клапана.

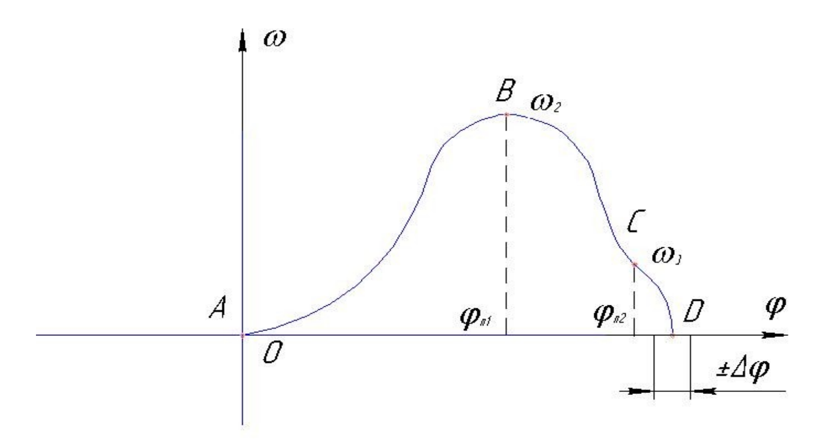


Рис.2 Типовой портрет цикла позиционирования

Угловые координатные перемещения планшайбы ПДМ обеспечивает ГМ (через передаточно- преобразующий механизм с передаточным отношением ip), управляемый ВР, кинематически связанным с валом гидромотора. Положение ГУК определяется уровнем управляющего давления pyi, подводимого в его заклапанную полость и формируемого распределителем Р4. Положение золотника распределителя Р4 определяется управляющими сигналами p6 и p3, в гидравлических линиях связи его управления от устройства предварительного замедления УПЗ и ВР при совпадении его рабочих окон.

Очередное угловое перемещение планшайбы задается автономным задатчиком перемещения (АЗП). Включением электромагнитов YA1 или YA2 задается требуемое направление вращения вала гидромотора. Одновременно отключением электромагнита YA3 устройства предварительного замедления (УПЗ) происходит отключение контура гидравлического управления (КГУ). Распределитель P3 занимает верхнюю позицию, переключая распределитель P4 в позицию I. Последний подводит давление p5 в ГУК, открывает его и сливную линию ГМ. Происходит разгон по траектории AB (рис.2).

При этом структура гидравлической подсистемы представляет передачу насос-мотор с незначительными потерями мощности в силовом контуре. В точке переключения управления φп1 (за один оборот до останова) включается YA3. УПЗ занимает положение как на схеме (рис.3). Давлением рн2 включается распределитель P3. Распределитель P4 занимает среднюю позицию II, соединяя сливную линию ГМ с заклапанной полостью ГУК. Структура гидравлической подсистемы автоматически переходит в дроссельный гидропривод с дросселированием ((на выходе)) ГУК. Происходит замедление от ω2 до ω3 по траектории BC. В точке C (φп2) совмещаются рабочие окна BP. Сигнал p6 на его выходе переключает P4 в позицию III, соединяя заклапанную полость со сливом. Усилием сжатой пружины ГУК клапан смещается влево, перекрывая слив гидромотора.

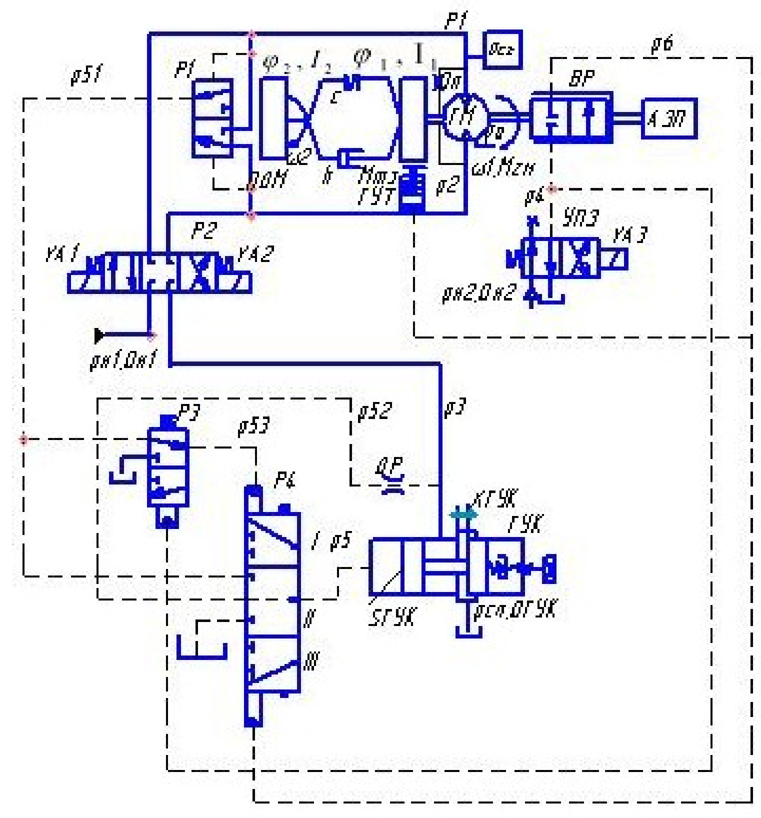


Рис.3. Обобщенная гидрокинематическая схема системы ГМУП

Повышенные требования к ПДМ по точности и быстродействию обусловливают необходимость проведения их динамического анализа на

этапе проектирования, что позволяет сокращать время проведения испытаний и улучшать качество рабочих процессов реальных ГМУП. Моделирование динамических процессов в гидравлических системах обычно сопровождается некоторыми сложностями, связанными с поведением потока рабочей жидкости. Поэтому при формировании математической модели ГМУП, обобщенная гидрокинематическая схема которой представлена на рис.3, были приняты следующие допущения [4]:

- рабочая жидкость сжимаемая, капельная, в каналах присутствует нерастворенный воздух;
- силы вязкого трения в подвижных сопряжениях пропорциональны скорости;
- утечки малы и могут быть ограничены коэффициентом;
- трубопроводы короткие, гладкие, жесткие, что позволяет не учитывать волновые явления;
- динамические процессы рассматриваются при Qн=const, pн=const;
- коэффициент расхода управляющего устройства ГУК представлен аппроксимированной зависимостью от числа Рейнольдса μ=μ(Re), полученной методом проливки [5].

Исследование модели выполнено с использованием программной поддержки matlab.7.0.1 и её подсистемы моделирования динамических процессов simulink. Введение в модель динамической системы ГМУП уравнений, описывающих нелинейные изменения давлений p1 ,p2, при дросселировании потока в напорной и сливной гидролиниях заметно усложняет модель. Поэтому управляющие устройства, вращающийся распределитель, распределители P1,P2,P3 моделировались релейно, что допустимо при коротких управляющих гидролиниях связи (< 0,5м) и быстром срабатывании за 0,002…0,003 с.

Математическая модель, характеризующая динамическую систему ГМУП, представляет систему уравнений, описывающих поведение механической, гидравлической и управляющей подсистем в процессе позиционирования ПДМ.

1. Уравнения движения двухмассовой механической подсистемы:

$$I_1 \frac{d^2\varphi_1}{dt^2} = M_{ГМ} - M_{C1} - M_{1-2} - M_{TЗ} - M_{BP};$$

$$I_2 \frac{d^2\varphi_2}{dt^2} = -M_H - M_{C2} + M_{1-2}; \quad (1)$$

$$M_{ГМ} = \frac{1}{2\pi} q_M (p1 - p2);$$

$$\boxed{M_{C1} = M_{T1} sign \frac{d\varphi_1}{dt} + k_{BT} \frac{d\varphi_1}{dt}};$$

$$M_{C2} = M_{T2} sign \frac{d\varphi_2}{dt} + k_{BT} \frac{d\varphi_2}{dt};$$

$$M_{TЗ} = M_{TЗ}(t) = -M_{TЗ}(\max).(1 - \exp(-\frac{t}{\tau}));$$

$$M_{1-2} = h(\frac{d\varphi_1}{dt} - \frac{d\varphi_2}{dt}) + C \cdot (\varphi_1 - \varphi_2); M_{BP} = M_{BP}(t),$$

где I_1, I_2 - моменты инерции ведущих и ведомых масс, кг*м^2; φ_1, φ_2 – координаты их угловых перемещений, рад; $M_{ГМ}$ -момент гидромотора, Н*м; M_{C1}, M_{C2} - моменты сил сопротивления, Н*м; M_{1-2} – упругий момент, Н*м; M_H – момент технологической нагрузки, Н*м; h, c – коэффициенты демпфирования и жесткости механической подсистемы; M_{BP} – момент вращающегося распределителя, Н*м; M_{T3} - тормозной момент, Н*м; $M_{T3}(\max)$ -максимальное значение тормозного момента; τ - постоянная времени нарастания тормозного момента; q_M - рабочий объем гидромотора, м^3; M_{T1}, M_{T2} -моменты сухого трения, Н*м;

2. Гидравлическая силовая подсистема с дроссельным управлением описывается уравнениями баланса расходов напорной и сливной линий [4]:

Qн=Qгм+Qп+ΣQу+Qсж; Qгм+ Qп= Qгук+ Qсж, (2)

где *Qн* - расход гидронасоса; *Qгм=* $q_{M}.\omega_1$ - расход на вращение вала гидромотора; *ΣQу=* $r_у$ *.pн* – расход на компенсацию утечек; *Qп=* $r_п$ *(p1-p2)* – расход на перетечки рабочей жидкости; $r_у$, $r_п$ - коэффициенты утечки и перетечки; Qсж= $\frac{q_м/2\pi + W_{1л}}{E_{СМ}} * \frac{dp1}{dt}$ - расход на компенсацию деформируемого объема жидкости в полостях гидромотора и подводящих каналах; $E_{см} = \frac{E_ж}{1 + \alpha_в \cdot \frac{E_ж}{E_в}}$ - модуль объемной упругости смеси жидкости и воздуха, Па; $E_в$, $E_ж$ - модули объемной упругости жидкости и воздуха; $\alpha_в$ - содержание воздуха в жидкости; $Wiл$ - объем гидролиний соответственно м^3; $\frac{dp1}{dt}$ - приращение давления в напорной полости гидромотора; *Qгук* – расход, проходящий через гидроуправляемый клапан.

Расходы жидкости *Qз* через окна золотников распределителей, связывающие их изменение от перемещения золотника x_P и перепадами давлений Δp, определяются следующим выражением:

$$Qз = k_P \,.\, x_P \,.\, \sqrt{|\Delta p|} \cdot sign(\Delta p)\,.$$

После подставления значений расходов (2) и преобразования получим следующие уравнения изменения давлений для указанных на рис.2 напорной и сливной гидролиний:

$$\frac{dp1}{dt} = \frac{k_{P2}E_{см}}{q_м + W_{1л}} x_{P2} \sqrt{|pн - p1|}\, sign(pн - p1) - \frac{q_м/2\pi\, E_{см}}{(q_м/2\pi + W_{1л})\eta_O}\omega_1 -$$

$$- \frac{k_{P1}E_{см}}{q_м + W_{1л}} x_{P1} \sqrt{|p1 - p51|}\, sign(p1 - p51); \qquad (2.1)$$

$$\frac{dp2}{dt} = -\frac{k_{P2}E_{см}}{q_м + W_{2л}} x_{P2}\sqrt{|p2 - p3|}\,sign\,(p2 - p3) + \frac{q_м/2\pi\,E_{см}}{(q_м/2\pi + W_{2л})\eta_O}\,\omega_1;$$

$$\frac{dp3}{dt} = \frac{k_{P2}E_{см}}{W_{3л}} x_{P2}\sqrt{|p2 - p3|}\,sign\,(p2 - p3) - \frac{k_{DR}E_{см}}{W_{3л}} x_{DR}\sqrt{|p3 - p52|}\,sign\,(p3 - p52)$$

$$-\frac{k_{ГУК}E_{см}}{W_{3л}} x_{ГУК}\sqrt{|p3 - pс|}\,sign\,(p3 - pс).$$

3. Управляющая подсистема реализуется контуром гидравлического управления, описываемым подмоделями вращающегося распределителя, управляющими гидролиниями и гидроуправляемым клапаном.

3.1. Уравнение движения золотника распределителя Р4, управляющего гидроуправляемого клапана:

$$m_{пр.P}\cdot\frac{d^2x_P}{dt^2} = S_P(\mathrm{p}51-\mathrm{p}5) - k_{ВТ}\cdot\frac{dx_P}{dt} - C_{пр}(x_0 \pm x_p) - Ft\cdot sign\frac{dx_p}{dt}, \quad (4)$$

где $m_{пр.P}$ - приведенная масса золотника распределителя, кг; Ft - сила трения, Н; $k_{ВТ}$ - коэффициент вязкого трения; $C_{пр}$ - жесткость пружины распределителя, Н/м; x_0 - предварительное натяжение пружины, м.

3.2 Уравнение движения золотника гидроуправляемого клапана:

$$m_{пр.ГУК}\cdot\frac{\mathrm{d}^2x_{ГУК}}{\mathrm{dt}^2} = \mathrm{p}5.\mathrm{S}_{ГУК} - C_{пр}(x_0 \pm x_{ГУК}) - k_{ВТ}\frac{\mathrm{d}x_{ГУК}}{\mathrm{dt}} - Ft\cdot sign\frac{\mathrm{d}x_{ГУК}}{\mathrm{dt}}, \quad (5)$$

где $m_{пр.ГУК}$ - приведенная масса золотника клапана; $\mathrm{p}5$ – давление управления клапаном, Па; Ft - сила трения, Н; где $x_{ГУК}$ - перемещение золотника клапана, м; $k_{ГУК} = \mu_{ГУК}\cdot\pi\cdot d_з\cdot k_п\cdot\sqrt{\frac{2}{\rho}}$ - удельные (отнесенные к единице перемещения золотника) проводимости окон, открытых при смещении золотника ГУК; $\mu_{ГУК}$ -коэффициент расхода золотника клапана; ρ - плотность рабочей жидкости; $d_з$ - диаметр золотника, м; $k_п = \frac{b_{ок}}{\pi\cdot d_з}$ - коэффициент полноты использования периметра втулки золотника при размещении в ней окон; $b_{ок}$ - суммарная ширина всех окон, η_O - объемный КПД; $r_у$ -коэффициент утечки; рн1,рн2 – давления, создаваемые насосами, Па; φ – угол поворота вала гидромотора, рад.

3.3. Уравнения управляющих сигналов:

$$\frac{dp5}{dt}=\frac{kE_{P4\,см}}{(x_{ГУК}+S_{ГУК})W_{5л}}x_{P4}\,i\sqrt{|p5-p5\,i|}\,sign(p5-p5\,i)-$$

$$-\frac{SE_{ГУК\,см}}{(x_{ГУК}+S_{ГУК})W_{3л}}V_{ГУК};$$

$$\frac{dp51}{dt}=\frac{kE_{P1\,см}}{W_{51л}}x_{P1}\sqrt{|p1-p51|}\,sign(p1-p51)-$$

$$-\frac{kE_{P4\,см}}{W_{51л}}x_{P4}\sqrt{|p51-p5|}\,sign(p51-p5);$$

$$\frac{dp52}{dt}=\frac{kE_{DRсм}}{W_{52л}}x_{DR}\sqrt{|p3-p52|}\,sign(p3-p52)-$$

$$-\frac{kE_{P4\,см}}{W_{52л}}x_{P4}\sqrt{|p52-p5|}\,sign(p52-p5); \qquad (6)$$

$$\frac{dp4}{dt}=\frac{kE_{ГО\,см}}{(x_{P3}+S_{P3})W_{4л}}x_{ГО}\sqrt{|p2-p4|}\,sign(p2-p4)-$$

$$-\frac{SE_{P3\,см}}{(x_{P3}+S_{P3})W_{4л}}V_{P3}-\frac{kE_{BP\,см}}{(x_{P3}+S_{P3})W_{4л}}x_{BP}\sqrt{|p4-p6|}\,sign(p4-p6);$$

$$\frac{dp6}{dt}=\frac{SE_{P4\,см}}{(x_{P4}+S_{P4})W_{6л}}V_{P4}-$$

$$-\frac{kE_{BP\,см}}{(x_{P4}+S_{P4})W_{6л}}x_{BP}\sqrt{|p4-p6|}\,sign(p4-p6).$$

На рис.4 представлена осциллограмма вычислительного эксперимента процесса позиционирования планшайбы поворотно-делительного стола, а в табл.1 – количественные оценки параметров процесса. Осциллограмма отражает характер изменения управляющих воздействий Хр1, Хр5, Хр52,управляющих Х ГУК и вызываемые при этом изменения основных параметров ГМУП: p1,p2,ω1,ω2,φ1,φ2 на участках разгона tр, установившегося движения tу, замедления движения tз1 ,tз2 и останова tо.

Δφгм

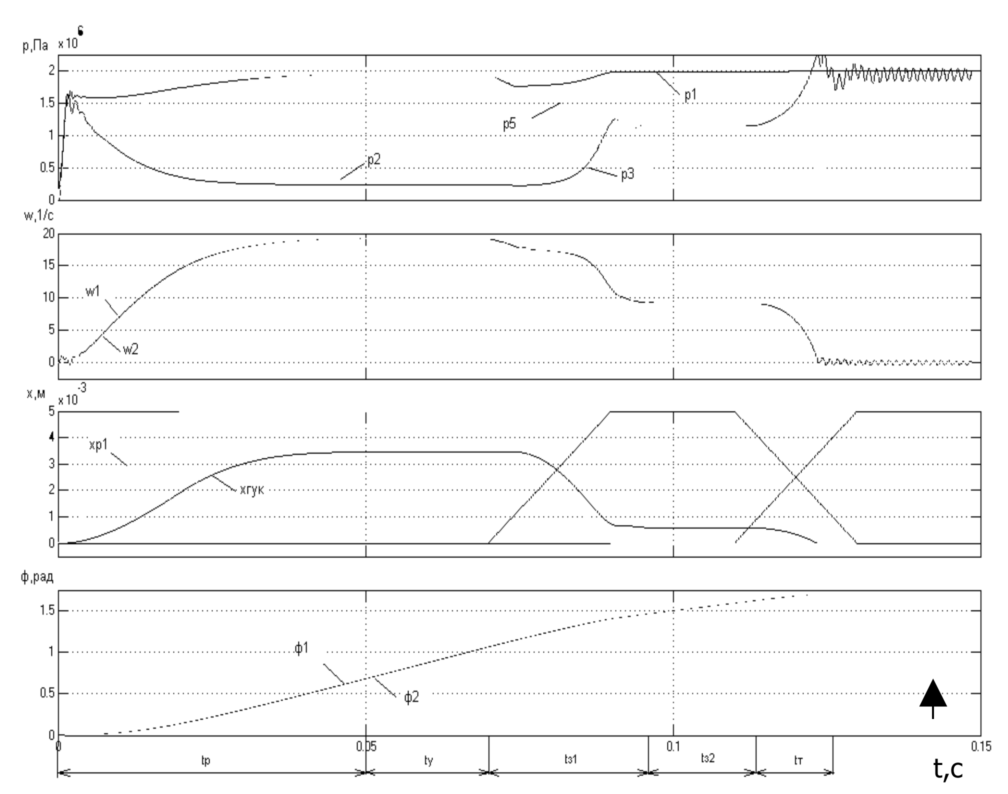


Рис.5. Осциллограмма вычислительного эксперимента

Таблица 1

Характеристики ГМУП

Характеристика ППМ	Способ позиционирования	$P_з$ МПа	ω1 рад/с	$M_{гм}$, Нм	$\varphi_{гм}$, рад	$\Delta\varphi_{гм}$, рад	$t_р$, с	$t_у$, с	$t_{з1}$, с	$t_{з2}$, с	$t_т$, с	$T_п$
i=1	В сливной линии	1,2	20	10	π/2	0,052	0,05	0,02	0,026	0,014	0,012	0.122

Изменением значений основных параметров ГМУП исследовали их влияние на точность позиционирования планшайбы поворотного стола. На рис.5 и 6 представлены зависимости выбега от противодавления на участке замедления и скорости позиционирования ω2 и результаты экспериментальной проверки. Отклонения не превышают 9-12%, что подтверждает адекватность модели и достоверность полученных результатов. При заданной точности позиционирования полученные зависимости позволяют определять зону устойчивого позиционирования поворотного стола и соответственно значения параметров ГМУП уже на этапе проектирования аналогичных механизмов, сокращая затраты времени и средств при создании новой или модернизации действующей станочных систем.

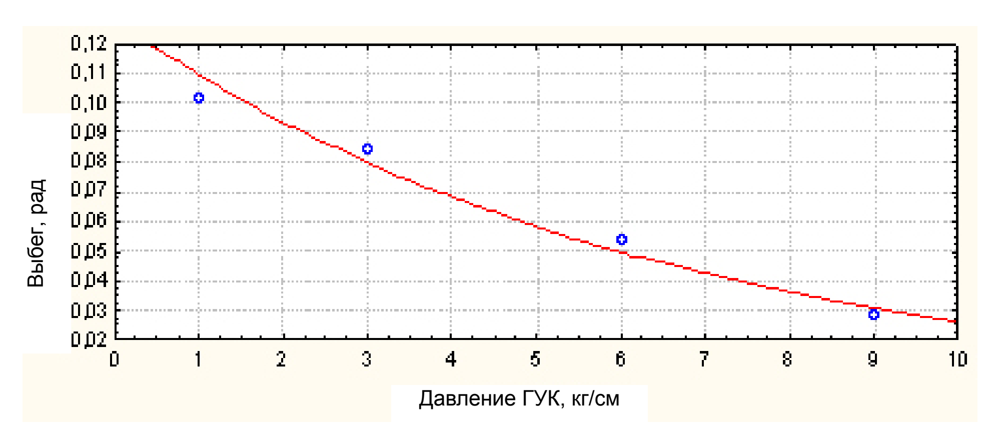


Рис.5. Зависимость выбега вала гидромотора от противодавления, создаваемого ГУК

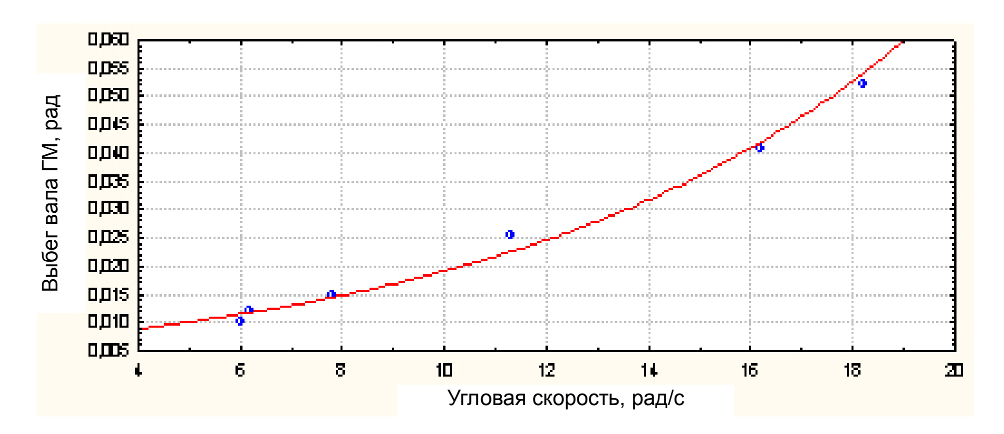


Рис.6. Зависимость выбега вала ГМ от скорости позиционирования при моменте инерции I_2 =0.013кг.м²

Выводы. 1. Предлагаемая обобщенная модель динамической системы оригинального гидромеханического устройства позиционирования адекватно описывает процессы позиционирования поворотно-делительного механизма станка, позволяя определять его параметры на этапе проектирования, сокращая при этом затраты времени и сил.

2. Результаты моделирования использовали при ГМУП поворотно-делительного стола координатно-сверлильного станка, что подтверждает практическую значимость результатов моделирования.

Библиографический список

1. Сидоренко В.С. Синтез быстродействующих позиционирующих гидромеханических устройств / /СТИН. – 2003. – №8. – С.16-20.

2. Ракуленко С.В. Поиск рациональной структуры гидропривода по быстродействию и точности позиционирования/С.В.Ракуленко, А.М.Аль-Кудах, В.С.Сидоренко//Гидрогазодинамика, гидравлические машины и гидропневмосистемы: тр. Междунар. науч.-техн. и науч.-метод. конф./ – М.: МЭИ, 2006. – С.183-186.

3. Сидоренко В.С. Гидромеханическое устройство позиционирования целевых механизмов станков повышенного быстродействия и точности/В.С.Сидоренко, А.М.Аль-Кудах: тр. VIII Междунар. науч.-техн. конф. по динамике технологических систем/ ДГТУ. – Ростов н/Д: Издательский центр ДГТУ, 2007. – Т.II. – С.215-217.
4. Попов Д.Н. Механика гидро- и пневмоприводов: учебник для вузов /Д.Н.Попов. – М.: Изд-во МГТУ им Н.Э.Баумана, 2001. – 320 с.
5. Аль-Кудах А.М. Экспериментальное определение расходно-перепадных характеристик гидроуправляемого клапана позиционирования исполнительных механизмов станков и технических машин: матер. Междунар. науч.-техн. конф. (перспективные направления технологии машиностроения и металлообработки). – Ростов н/Д: Издательский центр ДГТУ, 2008. – Т.II. – С.243-248.

Материал поступил в редакцию 8.10.08.

A.M. AL-QUDAH, V.S. SIDORENKO, V.I. GRISHENKO

POSITIONING PROCESS MODELING OF AUTOMATED MANUFACTURING EQUIPMENT ROTARY-DIVIDED MECHANISMS WITH HYDRAULIC LINES

Increasing the accuracy and high acting of positioning for technological machines and their mechanisms is of great importance. It is achieved by inventing and modification of hydro-mechanical devises with hydraulic connecting lines. In this statement the positioning process of such devises is modeling, relationships between velocity of hydraulic motor(executive mechanism), backpressure of brake valve and precise stopping is gained.

АЛЬ-КУДАХ А.М. (р.1969), аспирант кафедры «Гидравлика, ГПА и ТП» Донского государственного технического университета. Окончил ДГТУ (1993).
Тема кандидатской диссертации «Повышение быстродействия и точности поворотно-делительных механизмов гидрофицированных станочных систем».
Количество публикаций 6.

СИДОРЕНКО Валентин Сергеевич (р.1942), заведующий кафедрой «Гидравлика, ГПА и ТП» ДГТУ, доктор технических наук, профессор. Окончил РИСХМ (1964).
Тема докторской диссертации: «Синтез гидромеханических позиционирующих устройств металлообрабатывающего оборудования».
Опубликовано 140 научных работ, 18 авторских патентов.

ГРИЩЕНКО Вячеслав Игоревич (р.1984), аспирант кафедры «Гидравлика, ГПА и ТП» ДГТУ. Окончил ДГТУ (2006).
Тема диссертационной работы: «Структурно-параметрическое управление вспомогательными движениями станочных систем пневмогидравлическими позиционирующими устройствами».
Количество публикаций 5.